

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : **64-066321**
 (43)Date of publication of application : **13.03.1989**

51)Int.CI.

E02F 3/43
E02F 9/22
// F16F 15/02
G01H 17/00

21)Application number : 62-224380

(71)Applicant : KOBE STEEL LTD

22)Date of filing : 08.09.1987

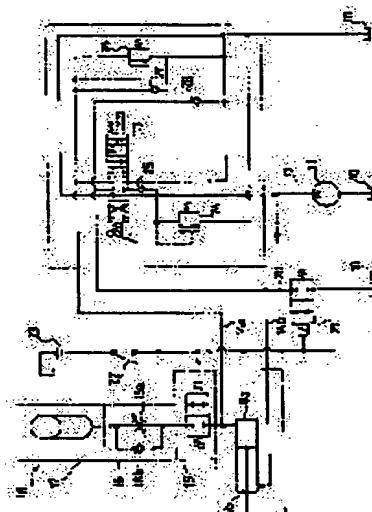
**(72)Inventor : KUNIEDA YOICHI
 TORII SATORU**

54) VIBRATION INSULATOR FOR VEHICULAR CONSTRUCTION MACHINE

57)Abstract:

PURPOSE: To improve riding comfort of a construction machine by a method in which an oil-pressure cylinder for operation is connected to an oil pressure source circuit and a tank in a switching manner and an accumulator for suppressing vibration and a mode switching valve are connected to the cylinder.

CONSTITUTION: When the vehicle is in vibrated state by the undulation or road surface during the traveling period, a mode-switching valve 15 is switched to a connecting position, and oil in the head side oil chamber 8a of a boom cylinder 8 flows through a slow-return check valve 16 into an accumulator 17 or comes out of the accumulator 17 to suppress vibration. During excavating operation, a mode-switching valve 22 is switched to an excavation mode, and the valve 15 and a selection valve 21 are restored to the interrupting position. When excavation is started, oil does not flow into a tank 10 from the way of the pipe 14b on the head side and the extension or contraction of the cylinder 8 are properly controlled by a direction control valve 13. Furthermore, high- pressure oil directed into the oil chamber 8a on the head side does not flow into the accumulator 17 side, thereby preventing breakage of the accumulator 17.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

⑨ 日本国特許庁 (J.P.)

⑩ 特許出願公開

⑪ 公開特許公報 (A)

昭64-66321

⑫ Int.Cl. *

E 02 F 3/43
9/22
// F 16 F 15/02
G 01 H 17/00

識別記号

厅内整理番号

E-8404-2D
E-6702-2D
6581-3J

⑬ 公開 昭和64年(1989)3月13日

Z-7517-2G 審査請求 未請求 発明の数 2 (全1頁)

⑭ 発明の名称 車両系建設機械の振動抑制装置

⑮ 特 願 昭62-224380

⑯ 出 願 昭62(1987)9月8日

⑰ 発明者 國枝 洋一 兵庫県明石市大久保町大久保町947-1

⑱ 発明者 島居 哲 兵庫県加古川市平岡町土山168-29

⑲ 出願人 株式会社神戸製鋼所 兵庫県神戸市中央区臨浜町1丁目3番18号

⑳ 代理人 弁理士 小谷 悅司 外2名

明細書

1. 発明の名称

車両系建設機械の振動抑制装置

2. 発明請求の範囲

1. 車輪を有する車両本体に作業用油圧シリンダを介して作業装置を昇降自在に支持してなる車両系建設機械において、上記油圧シリンダは中立ロックの方向制御弁を介して油圧油路とタンクに切替自在に接続され、この油圧シリンダに、昇降用アクチュエータと、このアクチュエータを上記油圧シリンダの負荷側油路にに対する遮断状態と通路状態とに切替えるモード切替弁が連結され、かつ、上記油圧シリンダの負荷側油路に、この負荷側油路をタンクに遮断させる第1の状態と、負荷側油路からタンクへの油の流出を阻止する第2の状態とを遮断する遮断弁が設けられ、この遮断弁は上記モード切替弁に連動して作動され、モード切替弁が遮断状態の時に第1の状態となり遮断状態の時に第2の状態となるように構成されていることを特徴とする車両系建設機械の装置

発明の装置。

2. 車輪を有する車両本体に作業用油圧シリンダを介して作業装置を昇降自在に支持してなる車両系建設機械において、上記油圧シリンダは中立ロックの方向制御弁を介して油圧油路とタンクに切替自在に接続され、この油圧シリンダに、昇降用アクチュエータと、このアクチュエータを上記油圧シリンダの負荷側油路にに対する遮断状態と通路状態とに切替えるモード切替弁が連結され、かつ、上記油圧シリンダの負荷側油路に、この負荷側油路をタンクに遮断させる第1の状態と、負荷側油路からタンクへの油の流出を阻止する第2の状態とを遮断する遮断弁が設けられ、この遮断弁は上記モード切替弁に連動して作動され、モード切替弁が遮断状態の時に第1の状態となり遮断状態の時に第2の状態となるように構成され、かつ、上記油圧シリンダに、油圧リリーフ弁と、低圧リリーフ弁と、上記モード切替弁に連動して作動するとともにモード切替弁が遮断状態の時に低圧リリーフ弁を駆かせ遮断状態の時に高圧

リリーフ弁を封かせるの手段とが設けられていることを特徴とする中型建設機械の振動抑制装置。

3. 発明の詳細な説明

(差別の利用分野)

本発明は、作業装置を備えた中型建設機械の振動抑制装置に関するものである。

(背景技術)

長来、中型建設機械の振動抑制装置として、たとえば特開昭60-119830号公報に示されるように油圧ショベルのブームとアームシリンダとの間に、またはアームとバケットシリンダとの間に、アームシリンダやバケットシリンダ等の作業用油圧シリンダとは別個に振動用シリンダを設けたものが知られている。しかしこの装置では次のような問題がある。

(a) 中型本体の振動抑制ではなく、作業装置先端(バケット部)の振動抑制を目的としたものであり、従って、車両全体に対する振動抑制効果は期待できない。

なく、長時間走行時であっても振動抑制作用を維持して適正に発揮でき、重心地を大幅に改善してオペレーターの負担を低減できるようにすることにあり、第2の目的はオペレーターが操作しても振動抑制装置に適正油が流入することを防止して油漏れ等の確率を防止でき、故障も少なく、耐久性に重心振動抑制装置をうることにある。

(発明の構成)

第1の発明は、車輪を有する車両本体に作業用油圧シリンダを介して作業装置を昇降自在に支持してなる中型建設機械において、上記油圧シリンダは中立ブロックの方角制御弁を介して油圧回路とタンクとに切換自在に接続され、この油圧シリンダに、振動抑制用アクチュエータと、このアクチュエータを上記油圧シリンダの負荷油圧油室に接する油路状態と油路状態とに切替えるモード切替弁が接続され、かつ、上記油圧シリンダの負荷油圧油室に、この負荷油圧油室をタンクに連通させる第1の状態と、負荷油圧油室からタンクへの油の吐出を用止する第2の状態とを選択する選択

(b) 作業用シリンダのヘッド側油室とロッド側油室に油を封入し、そのシリンダ内のピストンに設けた小孔により油室を連通させ、その小孔による吸り作用のみで振動を行なうものであり、吸りがシリンダ内にあるため吸りによる減速装置の設定が困難であり、かつ、ばね力を封かせるアクチュエータが使用されていないために振動抑制効率が悪い。

(c) 作業用油圧シリンダをそれとは別個に設けた振動用シリンダによって支持するために、振動用シリンダの取付け位置に制約があり、製作が煩雑である。

(d) 機械が荷重な振動荷重を受けた場合、振動用シリンダの取付け部やシール部が損傷しやすく、耐久性に劣る。

(発明の目的)

本発明は、上記長来の問題を解消するためになされたものであり、第1の目的は構造が簡便で容易に製作できるようにしてコストダウンを図り、かつ、走行時の車両全体に対する振動抑制効果が

が設けられ、この選択弁は上記モード切替弁に連動して作動され、モード切替弁が選択状態の時に第1の状態となり選択状態の時に第2の状態となるよう構成されているものである。

この構成により、選択弁の作業用油圧シリンダにモード切替弁を介してアクチュエータを連動することによって容易に製作でき、コストダウンが可能となり、かつ、振動装置のためのねじ定数等の設定が容易となり、モード切替弁を連通位置に切替えておくことにより適正な振動抑制効果が発揮され、とくに長時間走行時であっても、作業用油圧シリンダの負荷油圧油室に油が封じ込められるおそれがなく、振動抑制作用を実現して適正に発揮でき、重心地が大幅に改善される。

第2の発明は、上記第1の発明において、油圧栗回路に、高圧リリーフ弁と、低圧リリーフ弁と、上記モード切替弁に連動して作動するとともにモード切替弁が選択状態の時に低圧リリーフ弁を封かせる選択状態の時に油圧リリーフ弁を封かせる切替手段とが付加されているものである。

こうすればとくに、オペレータが上記モード切替弁を通過位置に切替えたままで起用するの高压作業を行おうとしても、油圧源回路がアンロードされて高压作業を行うことができます。高压油が油圧油圧装置のアクチュエータに流入することが防止され、アクチュエータの保護がなされ、運営寿命が向上される。

(実施例)

第2図に本発明が適用される油圧式建設機械の一例としてのホイールローダを示している。このホイールローダは、複数個(たとえば4個)の油圧缸1を備えた車両本体2の前部フレーム2aに作業装置3を装備してなるものである。作業装置3は、前部フレーム2aに基盤部が四輪自在に支持されたブーム4と、ブーム4の先端に回転自在に支持されたバケット5と、ブーム4の中間部とバケット5の一端部との間に回転自在に連結されたクロスリンク6およびダンブリンク7と、上記前部フレーム2aとブーム4との間に設けられたブームシリンダ8と、前部フレーム2aとクロスリ

ンク6との間に設けられたバケットシリンダ9aによって構成されている。

第1図は图1の実用の実施例を示す要部の油圧回路図である。この回路において、10はタンク、11は油圧ポンプであり、その吐出管路(油圧油圧回路)12にアーム用方向切替弁13および管路14a、14bを介してブームシリンダ8の両端部8a、8bが接続されている。また、吐出管路12にはバケット用方向切替弁(図示省略)を介して第2図のバケットシリンダ9が接続される。

上記ブームシリンダ8には、モード切替弁15と、取り16aとチェック弁16bを備えたスローリターンチェック弁16と、油圧油圧用アクチュエータ17とからなる油圧油圧装置18が一括的に連結され、そのスローリターンチェック弁16と油圧油圧用アクチュエータ17とが直列状態で、モード切替弁15により上記ブームシリンダ8の負荷保持油室(この実施例ではヘッド油室)8aに対して通過状態と遮断状態とに切替自在に設けられている。上記アクチュエータ17には通

常圧ラダ油アクチュエータが用いられるが、ビストン形油アクチュエータ、ダイヤフラム形アクチュエータを用いてもよい。

一方、ブームシリンダ8の負荷側油室(ロッド側油室)8bに接続された油路14bの途中にはバイパス管路20が分岐接続され、このバイパス管路20に遮断弁21が設けられ、この遮断弁21によりバイパス管路20がタンク10に接続させる第1の状態と、遮断する第2の状態とに切替えられる。

上記モード切替弁15と遮断弁21には電磁切替弁が用いられ、運転室に設けられたモード切替スイッチ22により互いに運動して通過位置(走行モード)と遮断位置(遮断モード)とに切替えられる。23はバッテリ等の電源である。

また、24はメインリリーフ弁、25はロードチェック弁、26はオーバーロードリリーフ弁、27、28はキャビテーション防止用チェック弁である。

上記ホイールローダにおいて、走行時は、方向

切替弁13を運転の中立位置に保持させ、ブームシリンダ8に対する圧油管路14a、14bをロックさせ、かつ、運転室に設けられたモード切替スイッチ22を走行モード(オン)に切替え、モード切替弁15および遮断弁21をそれぞれ通過位置に切替える。この状態で、エンジンからの運動力により油圧1を駆動することによって走行させる。なお、上記切替弁15および遮断弁21は手動式または油圧式で互いに運動させて切替えるようにしてよい。また、走行レバー(回示省略)の操作に運動してモード切替スイッチ22をオン、オフし、切替弁15および遮断弁21を切替えるようにしてよい。

上記走行時において、路盤の起伏に応じて、または加速、減速時に車両本体2が駆動し、これに伴って作業装置3が駆動し、この作業装置3を支持しているブーム4が上下方向に回動しうるとし、このブーム4を支持しているブームシリンダ8のヘッド側油室8aに圧力を加える。

このような場合、モード切替弁15の通過位置

への切替えによって上記油室8aがモード切替弁15、スローリターンチェック弁16を介してアキュムレータ17に連通され、上記油室8a内の油がスローリターンチェック弁16等を経てアキュムレータ17に流入、流出される。そのときアキュムレータ17の圧圧力によればね作用と、スローリターンチェック弁16の校り16aによる減圧作用によって上記運動が抑制される。

すなわちこの種の車両系は設備では、車両本体2側を主駆動系とし、車両本体2に比べて車両(貨物)の小さい作業装置3側を副駆動系とする駆動伝達として考へることができるので、作業装置3側の副駆動系の固有駆動数が、車両本体2側の主駆動系の固有駆動数とはほどしくなるように、車両本体2の質量と車輪1のはね定数および作業装置3の質量に応じてアキュムレータ17のはね定数および校り16aの減圧機能を設定しておくことにより、走行時に、車両本体2側はほとんど運動せずに、副駆動系の作業装置3側が駆動し、作業装置3側において、ばね力つまりアキュムレ

ータ17の圧圧力が常に路側から受ける加速度に反対する方向に作用して車両が抑制されるとともに、校り16aにより坂路減圧作用が発揮され、これにより走行時に車両本体2の上下、前後、左右の振動およびピッティング、ローリング、ヨーイングが抑制され、重心地が向上される。

ところで、上記振動抑制時には、振動に応じてブームシリンダ8のヘッド側油室8aにアキュムレータ17から油が投入、流出することによってブームシリンダ8が伸縮伸縮し、この伸縮伸縮を繰返しているうち、車両方向のストローク時に上記校り16aとアキュムレータ17とによって坂路減圧作用が発揮される。ただし、今後に述記弁21が設けられていない場合もしくは述記弁21が坂路位置にある場合を想定すると、上記ブームシリンダ8が運動抑制のために後退開始した際、その縮小の度にロッド側油室8bが負圧となりるために、タンク10からキャビテーション防止用チェック弁20を通じてロッド側油室8b内に油が流入し、かつ、ロッド側油室8bからタンク1

0への油路は閉止されるため、このロッド側油室8bに油が封じ込められてブームシリング8がロッド側にストローク(伸長)し難くなり、ブームシリンダ8が上記坂路減圧を繰返しているうちにそのストロークが次第に小さくなり、ついには伸縮不能となって上記の坂路減圧作用が発揮できなくなる。

しかしながら、上記の構成によれば、モード切替スイッチ22によってモード切替弁15を遮断位置に切替えた時は、述記弁21も遮断位置に切替えられ、ブームシリンダ8のロッド側油室8bがタンク10に接続されているので、タンク10から上記ロッド側油室8bへの油の流入、流出は自由に行われ、ブームシリンダ8の上記質量伸縮が拘束されることはない。従って、長時間走行時であっても、上記の坂路減圧作用が常に適正に発揮される。

次に、盛削作業を行う時は、モード切替スイッチ22を盛削モード(オフ)に切替え、モード切替弁15および述記弁21をそれぞれ遮断位置に

戻しておく。この状態で、方向切替弁13を切替えることによりポンプ11からの圧油がブームシリンダ8の油室8aまたは8bに供給され、同シリンダ8が伸長または縮小され、ブーム4が回転してバケット5が昇降される。また、バケット用方向切替弁(図示省略)を切替えることによりポンプ11からの圧油が第2回のバケットシリンダ9に供給され、同シリンダ9が伸長または縮短され、クロスリンク6とダンプリング7を介してバケット5が回角される。これにより前および荷の取出が行われる。

この揚削時において、上記のようにモード切替スイッチ22を盛削モードに切替えておけば、述記弁21が遮断位置に切替えられるので、ロッド側の管路14bの途中から油がタンク10に排出されることはなく、方向切替弁13によってブームシリンダ8の伸縮が適正にコントロールされる。

また、この揚削時に、ブームシリンダ8のヘッド側油室8aに負圧がかかる場合があるが、上記モード切替スイッチ22の盛削モードへの切

角えによってモード切替弁15が遠所位置に切替えられるので、上記ヘッド側油室80に導かれた高圧油がアクチュエータ17に送入することではなく、アクチュエータ17が遮断されるおそれはない。

第3回は第2実施例を示すものであり、アームシリング8のロッド側のキャビテーション防止用チェック弁28とパラレルに低圧(数kg/cm²)設定のペントリリーフ弁29が設けられ、そのペント管路29aが遠送弁30によりタンク10に遠送する第1の状態と、遮断する第2の状態とに切替自在に構成されている。

この実施例によれば、逆行モードで遠送弁30が遠送位置に切替えられることによりペントリリーフ弁29のペント管路29aがタンク10に遠送されるため、アームシリング8のロッド側油室80からペントリリーフ弁29を経てタンク10への油の流出が可能となり、かつ、タンク10からチェック弁28を経てロッド側油室80への油の流入も可能であり、振動抑制時にアームシリン

ことが防止される。これにより第1および第2実施例と同様の作用効果が得られる。とくに、第3実施例では1個のペントアンロード弁31により第2実施例のペントリリーフ弁29とチェック弁28の両機能を発揮できるので、弁の数を少なくして構造を簡素化できる。

ところで、上記各実施例において、オペレータの操作ミス等により、モード切替スイッチ22を逆行モードに切替えたままで昇降作業を行おうとする場合がある。この場合、モード切替弁15が遠送位置のままで路路14aに高圧油が送入すると、その高圧油がアクチュエータ17に導入してアクチュエータを駆動するおそれがある。

これを防止するために、第2の発明では次のように構成している。

第5回は第2の発明の実施例(第4実施例)を示すものであり、上記第2実施例において、油圧ポンプ11の吐出管路12に高圧(たとえば210kg/cm²)設定のメインリリーフ弁24と、低圧(たとえば90kg/cm²)設定のペントリリーフ弁

32との組合が構成されることが防止される。これにより第1回の実施例(第1実施例)と同様の作用効果が得られる。さらに、第2実施例によれば、ペント管路29aに遠送弁30を設けるので、第1実施例のようにメインの管路14aに遠送弁21を設ける場合に比べて、小缸風扇で小型の遠送弁30を用いることができる。

第4回は第3実施例を示すものであり、上記第2実施例のチェック弁28とペントリリーフ弁29の代りにペントアンロード弁31が用いられ、そのペント管路31aが遠送弁30によりタンク10に遠送する第1の状態と、遮断する第2の状態とに切替自在に構成されている。

この実施例によれば、逆行モードで遠送弁30が遠送位置に切替えられることによりペントアンロード弁31のペント管路31aがタンク10に遠送され、このペントアンロード弁31によりアームシリング8のロッド側油室80からタンク10への油の流出、流入が自由に可能となり、振動抑制時にアームシリング8の伸縮が拘束される

32とをパラレルに接続し、その低圧ペントリリーフ弁32のペント管路32aと、アームシリング8のロッド側に設けられた低圧(数kg/cm²)設定のペントリリーフ弁29のペント管路29aとを、遠送弁33によりタンク10に遠送する第1の状態と、遮断する第2の状態とに切替自在に構成したものである。

この第4実施例によれば、上記第2実施例と同様の作用効果が得られると同時に、モード切替弁15が逆行モード(遠送位置)にある時は、遠送弁33も逆行モード(遠送位置)にあり、ロッド側の低圧ペントリリーフ弁29のペント管路29aと、ポンプ側の低圧ペントリリーフ弁32のペント管路32aとがいずれもタンク10に遠送され、逆行時にアクチュエータ17の駆動を防止しながら低圧作業が可能となる。

すなわち逆行モードで方向制御弁13をたどれば左位置に切替えると、ポンプ11の吐出油が管路14aに導かれるが、このとき高圧設定のメインリリーフ弁24が遮断かずに、低圧設定のペント

リリーフ弁32が働くことになり、ポンプ11の吐出圧力がこのペントリリーフ弁32の設定圧まで上昇し、その設定圧以下の低圧油が管路14aを経てブームシリンダ8に導かれ、アームシリンダ8の低圧での作業が行われる。また、上記低圧油を第2回のバケットシリンダ9に導いてバケット5を低圧で回すさせることも可能である。

これにより走行しながら低圧油でアームシリンダ8またはバケットシリンダ9を作動させることができ、バケット5を地表から引上げながら、走行したり、バケット5を下げながら走行したりすることができ、作業性が向上される。しかも、この作業時には、モード切替弁15が通過位置で、アクチュエムレータ17が管路14aに遮断されているが、管路14aに導かれる油は低圧であるため、アクチュエムレータ17が負担するおそれはない。また、ポンプ11の吐出圧力が低圧であるため、高圧を必要とする油圧作業を行うことはできず、これによってオペレーターに走行モードであることを知らせ、操作ミスによるアクチュエムレータ17の損

アンロード弁31のペント管路31aをタンク10に遮断させる第1の状態と、上記第4実施例において管路34a, 31aを遮断する第2の状態とに切替自在に構成したものである。

この第5実施例では上記第4実施例と同様の作用効果が得られると同時に、走行モードで選択弁33が通過位置となって、ロッド側のペントアンロード弁31のペント管路31aがタンク10に遮断されるとともに、ポンプ側のペントアンロード弁34のペント管路34aが低圧設定のリリーフ弁35に接続されて回りリリーフ弁35が働き、油圧モードで選択弁33が遮断位置となって各ペント管路34a, 31aが遮断され、上記低圧設定のリリーフ弁35が働くことになる。これによって上記第4実施例(第5回)と同様の作用効果が得られる。

なお、上記各実施例では、ブームシリンダ8が1回の場合を示しているが、2本のブームシリンダ8, 8'を用いる場合は、第7回に示す第6

回りが未然に防止される。

なお、モード切替スイッチ22を起動モードに切替えれば、各ペントリリーフ弁29, 32のペント管路29a, 32aが遮断され、各ペントリリーフ弁29, 32がロックされた状態で、高圧設定のメインリリーフ弁24が働くことになり、ポンプ11の吐出圧力はメインリリーフ弁24の設定圧(高圧)まで昇圧となり、その高圧油をブームシリンダ8およびバケットシリンダ9に供給して高圧での油圧作業が行われ、油圧作業完了が向上される。

第6回は第2の発明の別の実施例(第5実施例)を示すものであり、上記第4実施例において、油圧ポンプ11の吐出管路12に高圧したとえば210kg/cm²を遮断のメインリリーフ弁24と、ペントアンロード弁34とをパラレルに接続し、油圧切替弁33により、ペントアンロード弁34のペント管路34aを低圧(たとえば90kg/cm²)設定の低圧リリーフ弁35に接続するとともに、ブームシリンダ8のロッド側に設けられたペント

実施例のように管路14a, 14bを並列管路14a1, 14a2および14b1, 14b2により各シリンダ8, 8'の油室8a, 8a'および8b, 8b'にそれぞれ接続し、各シリンダ8, 8'に切替弁15, 15'と、起り16a, 16a'とチェック弁16b, 16b'からなるスローリターンチェック弁16, 16'、低圧油用アクチュエムレータ17, 17'を一体的に連結する。あるいは第8回に示す第7実施例のように管路14a, 14bを並列管路14a1, 14a2および14b1, 14b2により各シリンダ8, 8'の油室8a, 8a'および8b, 8b'にそれぞれ接続した上で、一方のシリンダ8に、回りシリンダ8, 8'共通の切替弁15と、スローリターンチェック弁16と、低圧油用アクチュエムレータ17とを一体的に連結する。こうすれば、2本のアームシリンダ8, 8'に対し2個もしくは1個のアクチュエムレータ17(17')によって油圧油路作用を発揮させることができる。

また、上記各実施例では、切替弁15(15')

と、アキュムレータ7 (17')との間にスローリターンチェック弁16 (16')を設け、その取り16a (16a')により振動抑制作用を発揮させるようにしているが、アキュムレータ7とアームシリンダ8との間ににおける油路手筋や切替弁15の油路管に圧損がある場合、その圧損による取り効果によって減衰作用が発揮されるので、このような場合には取り16aをなわちスローリターンチェック弁16を省略して、第9図に示す第8実施例のようにアームシリンダ8に切替弁15を介してアキュムレータ7のみを接続しただけでもよい。

本発明は、上記実施例のホイールローダに限らず、パワーショベル、トラッククレーン、その他作業装置を基準した各種の車両並びに機械全般に適用できるものである。

（発明の効果）

上記のように第1の発明は、既存の作業用油圧シリンダに振動抑制用アキュムレータを連結することによって振動抑制効果を発揮できるので、構

造費を行うことができ、作業効率を大幅に向上できるものである。

4. 図面の簡単な説明

第1図は第1の発明の実施例（第1実施例）を示す要部の油圧回路図、第2図は本発明が適用される車両系建設機械の一例を示す第1例、第3図および第4図は第2実施例および第3実施例を示す要部の油圧回路図、第5図は第2の発明の実施例（第4実施例）を示す要部の油圧回路図、第6図は第2の発明の他の実施例（第5実施例）を示す要部の油圧回路図、第7図乃至第9図は第6乃至第8実施例を示す要部の油圧回路図である。

1…油管、2…車両本体、3…作業装置、4…アーム、5…パケット、8…アームシリンダ、8a…負荷保持油室、8b…負荷側油室、9…パケットシリンダ、11…油圧ポンプ、12…吐出管路（油圧回路）、13…万向接合部、15…モード切替弁、16…スローリターンチェック弁、16a…取り、17…アキュムレータ、19…振動抑制回路、21、30、33…遮断弁、22…

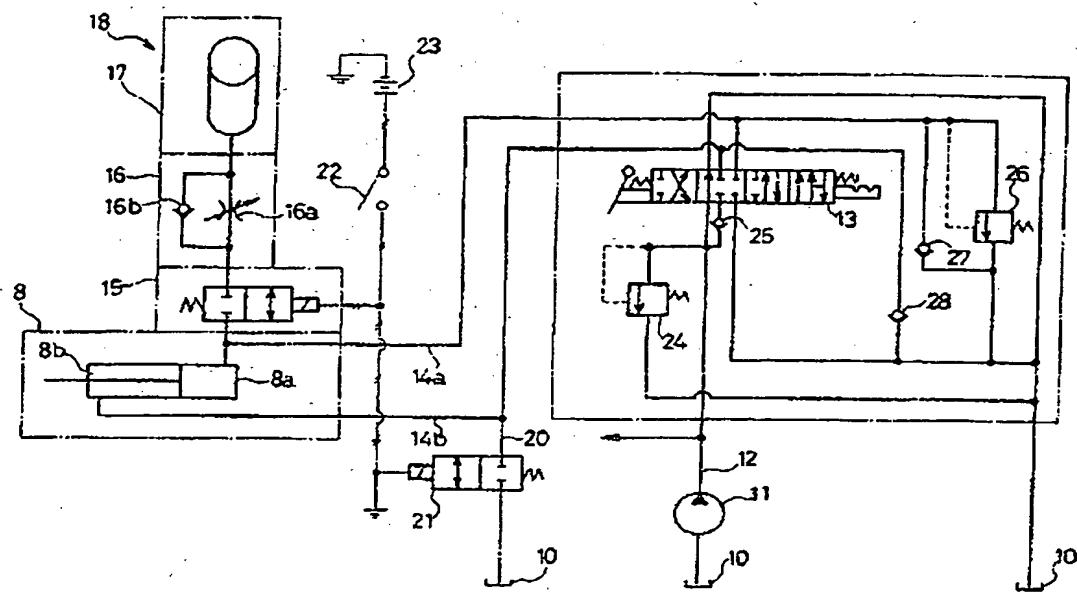
走が簡単で、容易に製作でき、コストダウンが可能となる。しかも、振動抑制のためのばね定数等を適正に容易に設定でき、モード切替弁を速達の開く走行モード）に切替えておくことにより機械に応じた最適な振動抑制効果を発揮でき、重心地を大幅に改善できる。さらに、走行モードでタンクから作業用シリンダのロッド側等の負荷油室空への油の導入、導出を自由にして、同シリンダの垂れ抑制のための停頓作動が実現されることを防止でき、長時間走行時であっても上記の振動抑制効果を常に適正に発揮させることができる。

第2の発明は、上記第1の発明において、油圧回路に高圧リリーフ弁と低圧リリーフ弁とロード切替弁とを設けたものであり、走行モードの時は、高圧リリーフ弁が働くことにより油圧等の高圧作動は行うことはできないが、低圧作動は随意に行うことができる。これによりアキュムレータに高圧油が導入することを防止してアキュムレータを保護しながら、走行と、空パケットの昇降等の作業用油圧シリンダによる振動抑制との複合

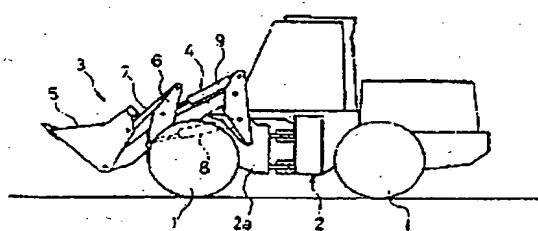
モード切替スイッチ、24…メインリリーフ弁（高圧リリーフ弁）、29…ベントリリーフ弁、31…ベントアンロード弁、32…ベントリリーフ弁（低圧リリーフ弁）、34…ベントアンロード弁、35…低圧リリーフ弁。

特許出願人	株式会社神戸機械所
代理人	弁理士 小谷悦司
同	弁理士 長田 正
同	弁理士 阪谷康夫

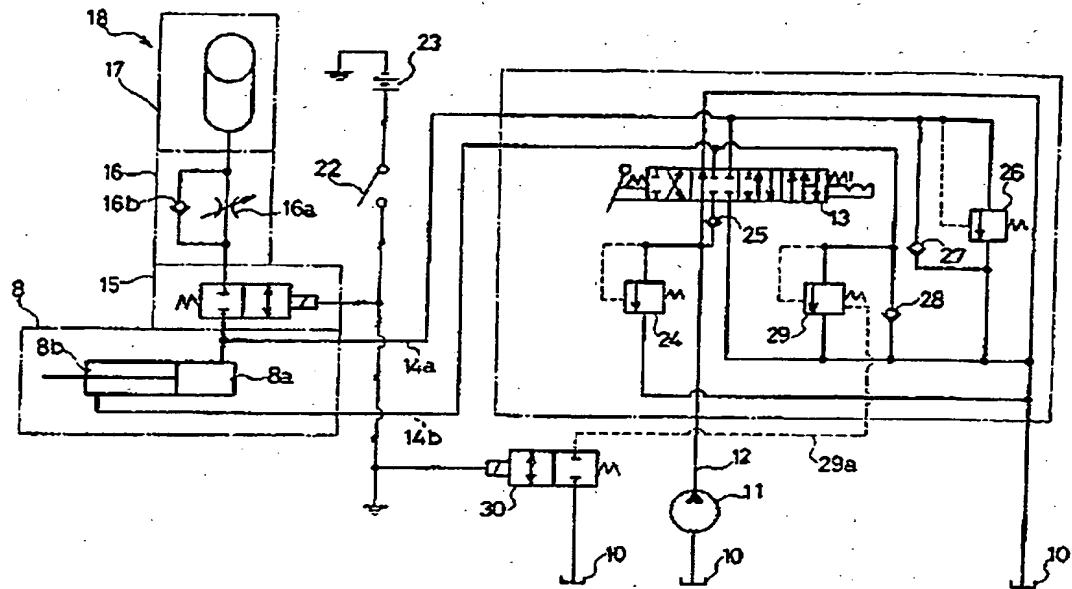
第 1 図



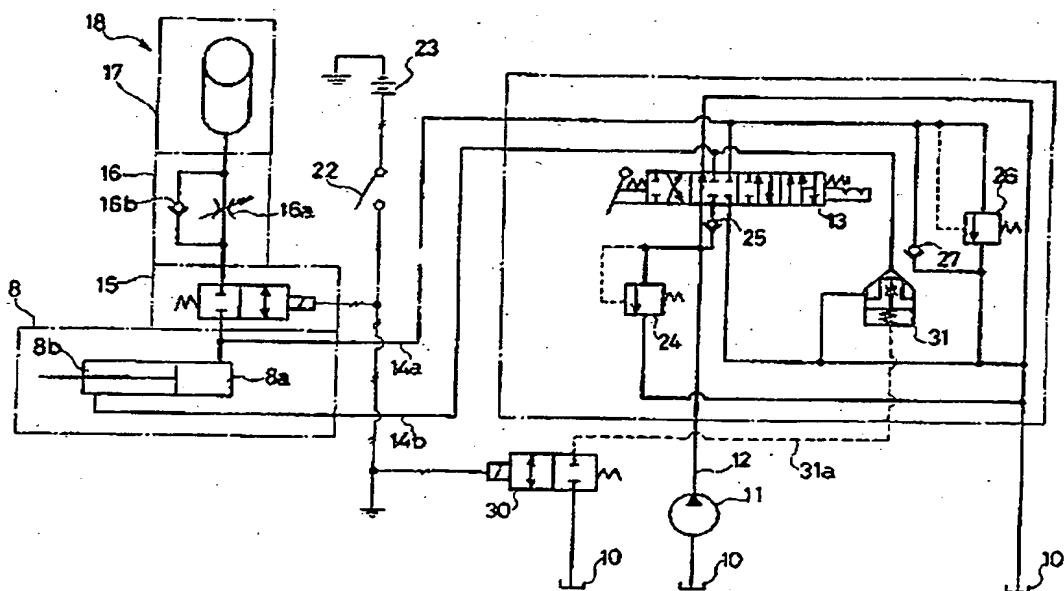
第 2 図



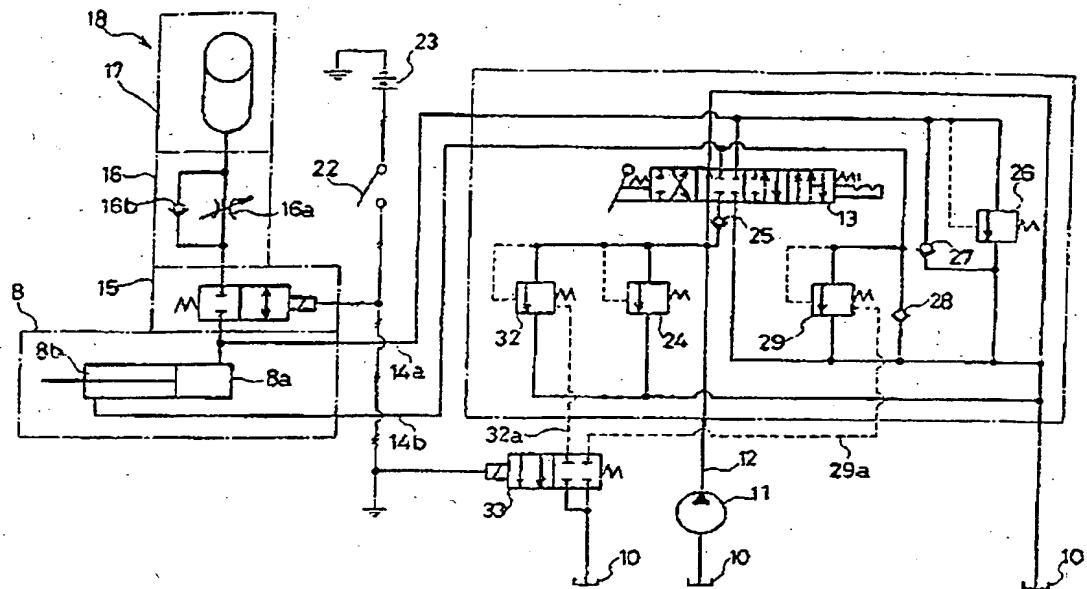
第 3 図



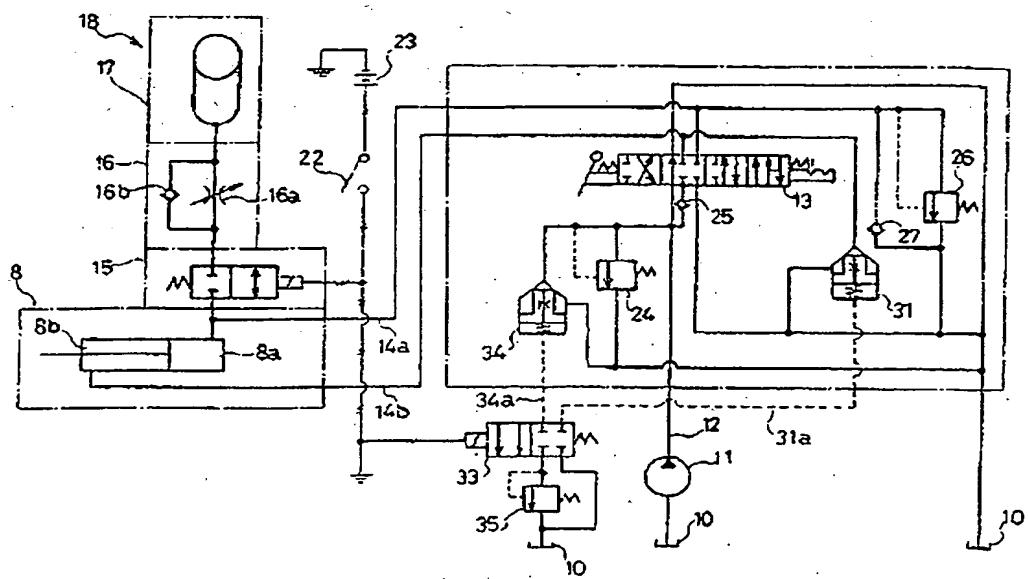
第 4 図



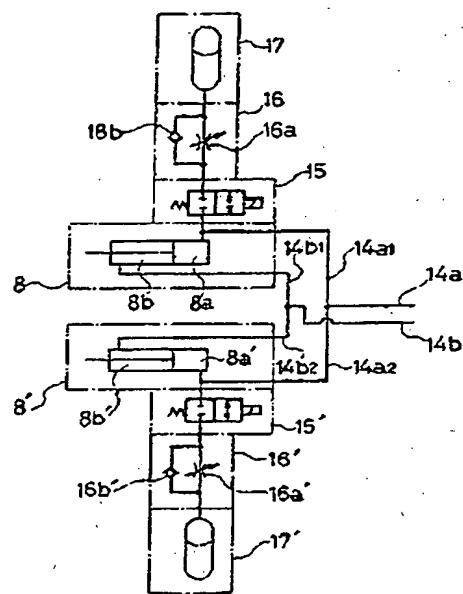
第5図



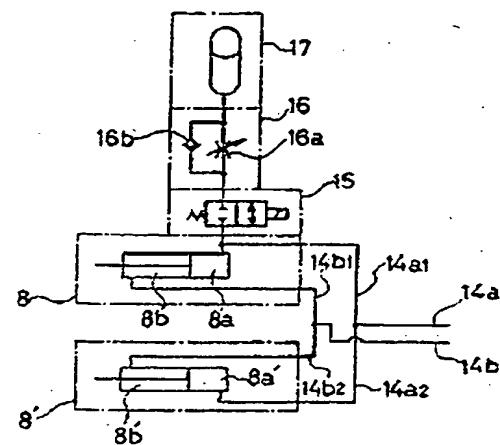
第6図



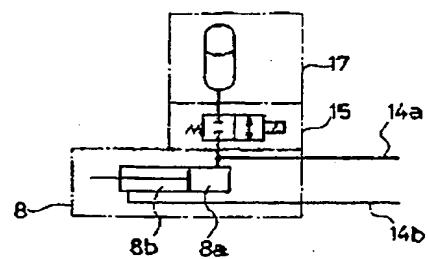
第 7 図



第 8 図



第 9 図



Title of the Invention: Vibration Insulator for Vehicular Construction Machine

Claims

The claims are:

1. A vibration insulator for a vehicular construction machine comprising

a wheeled vehicle with an operating device that can be lifted and lowered by means of an oil-pressure cylinder for operation,

characterised

in that the oil-pressure cylinder is selectively connected to an oil-pressure source circuit and a tank through a neutral block direction control valve,
and in that a vibration-suppressing accumulator and a mode-switching valve for switching the accumulator into either a connecting or an interrupting position in relation to the non-load side oil chamber of the oil-pressure cylinder are connected with the oil-pressure cylinder,

and in that a selection valve is provided at the load side oil chamber of the oil-pressure cylinder which either selects a first mode during which the load side oil chamber is connected with the tank, or a second mode, during which oil is prevented from flowing from said load side oil chamber to the tank,

and in that said selection valve is operated in relation to said mode-switching valve so that if the mode-switching valve is in connecting position, the selection valve enters the first mode, and if the mode-switching valve is in interrupting position, the selection valve enters the second mode.

2. A vibration insulator for a vehicular construction machine comprising

a wheeled vehicle with an operating device that can be lifted and lowered by means of an oil-pressure cylinder for operation,

characterised

in that said oil-pressure cylinder is selectively connected to an oil-pressure source circuit and a tank through a neutral block direction control valve,
and in that a vibration-suppressing accumulator and a mode-switching valve for switching said accumulator into either a connecting or an interrupting position in relation to the non-load side oil chamber of the oil-pressure cylinder,

and in that a selection valve is provided at the load side oil chamber of the oil-pressure cylinder which either selects a first mode during which the load side oil chamber is connected with the tank, or a second mode, during which oil is prevented from flowing from said load side oil chamber to the tank,

and in that said selection valve is operated in relation to said mode-switching valve so that if the mode-switching valve is in connecting position, the selection valve enters the first mode, and if the mode-switching valve is in interrupting position, the selection valve enters the second mode,

and that a switching means is provided at the oil-pressure source circuit consisting of a high-pressure relief valve and a low-pressure relief valve operating in relation to each other in such a way that said low-pressure relief valve is operated when the mode-switching valve is in connecting position and that the high-pressure relief valve is operated when the mode-switching valve is in interrupting position.

3. Description

Field of the Invention

The present invention relates to a vibration insulator for a vehicular construction machine provided with an operating device.

Background and Object of the Invention

A vibration insulator for a vehicular construction machine is already known for example from JP60-119830, which discloses that, in addition to an oil-pressure cylinder such as an arm cylinder or bucket cylinder, a separate buffer cylinder is provided between the boom of an hydraulic shovel and the arm cylinder, or between the arm and the bucket cylinder. However, the device disclosed presents the following problems:

- a) It relates to the vibration insulation not of the vehicle body itself but of the tip of the operating device (bucket). For this reason, a vibration insulating effect on the vehicle body is not to be expected.
- b) The buffer effect is achieved only through the choking effect resulting from encapsulating oil within both the head side oil chamber and the rod side oil chamber of the buffer cylinder, both of which are connected to each other through small openings provided on the piston inside the cylinder. Since choking takes place within the cylinder, it is difficult to determine the damping coefficient; moreover, the vibration insulating effect is weak, because no accumulator applying elastic force is provided.
- c) Because the oil-pressure cylinder is to be supported by a separate buffer cylinder, there are limitations as to where this buffer cylinder may be affixed, which may complicate the manufacturing process.
- d) The buffer cylinder mount or the seal can get damaged if a heavy load is suddenly placed on the machine, thus lowering its durability.

In order to solve the problems of the prior art as stated above, the first object of the invention is to achieve easier manufacturing and lower cost, together with an improved vibration insulating effect for the whole vehicle body which does not deteriorate over long hours of operation, and which greatly improves the operator's riding comfort, preventing tiredness. The second object of the invention is to prevent high-pressure oil from flowing towards the vibration-suppressing device if the operator makes a mistake and thus to prevent the vibration insulator from breakage, thereby achieving a vibration insulator with fewer malfunctions and improved durability.

Structure of the Invention

The first invention provides a vibration insulator for a vehicular construction machine comprising a wheeled vehicle with an operating device that can be lifted and lowered by means of an oil-pressure cylinder for operation, with said oil-pressure cylinder being selectively connected to an oil-pressure source circuit and a tank through a neutral block

direction control valve; with a vibration-suppressing accumulator and a mode-switching valve for switching said accumulator into either a connecting or an interrupting position in relation to the non-load side oil chamber of said oil-pressure cylinder being connected with said oil-pressure cylinder; with a selection valve which is provided at the load side oil chamber of the oil-pressure cylinder which either selects a first mode during which the load side oil chamber is in communication with the tank, or a second mode, during which oil is prevented from flowing from said load side oil chamber into the tank; and with said selection valve operating in relation to said mode-switching valve so that if the mode-switching valve is in connecting position, the selection valve enters the first mode, and if the mode-switching valve is in interrupting position, the selection valve enters the second mode.

This structure can be realized easily by linking a known oil-pressure cylinder for operation via a mode-switching valve to an accumulator, achieving a cut in costs. Additionally, the spring constant can be determined easily due to reduced vibration, and by bringing the mode-switching valve into connecting position the proper vibration suppression effect can be achieved, so that even during long hours of operation there is no danger of oil becoming trapped in the load side oil chamber of the oil-pressure cylinder. Thus the proper vibration suppression effect can be maintained over a long period, improving the operator's riding comfort.

The second invention is an arrangement according to the first invention, with the following elements added to the oil-pressure source circuit: a high-pressure relief valve, a low-pressure relief valve and a switching device operating in relation to said mode-switching valve, acting on the low-pressure relief valve if the mode-switching valve is in connecting position and acting on the high-pressure relief valve if the mode-switching valve is in interrupting position.

This way, even if the operator tries to perform a high-pressure operation such as excavating with the mode-switching valve still in connecting position, this operation is made impossible because the oil-pressure source circuit is unloaded, preventing pressurized oil from flowing into the vibration-suppressing device's accumulator and thus protecting the accumulator and prolonging machine life.

Embodiments of the Invention

FIG. 2 shows a wheel loader as an example of a vehicular construction machine adopting the present invention. This wheel loader consists of a vehicular body 2 with several (for example four) wheels 1, and an operating device 3 provided on the front frame 2a of the vehicular body 2. The operating device 3 comprises a boom 4 whose lower end is supported on front frame 2a, and a bucket 5 supported at the tip of boom 4, a cross link 6 and a damping link 7 flexibly connected to each other between the middle part of boom 4 and one side of bucket 5, a boom cylinder 8 provided between front frame 2a and boom 4, and a bucket cylinder 9 provided between front frame 2a and cross link 6.

FIG. 1 shows the relevant parts of an oil-pressure source circuit of the first embodiment of the present invention. In this Figure, 10 refers to the tank and 11 refers to the oil-pressure pump, to whose discharge pipe (oil-pressure source circuit) 12 oil chambers 8a, 8b of boom cylinder 8 are connected via a boom direction control valve 13 and pipes 14a, 14b. Furthermore, bucket cylinder 9 of FIG. 2 is connected to discharge pipe 12 via a bucket direction control valve (not shown). A vibration-suppressing device 18 consisting of a mode-switching valve 15, of a slow-return check valve 16 comprising a choke 16a and a check valve 16b, and of a vibration-suppressing accumulator 17, is integrally connected with boom cylinder 8; and with its slow-return check valve 16 and vibration-suppressing accumulator 17 being serially aligned, it can be switched between a connecting and an interrupting position

relative to non-load side oil chamber (in this embodiment: head side oil chamber) 8a of boom cylinder 8. Normally, a bladder accumulator is used as accumulator 17, but it is also possible to use a piston accumulator or a diaphragm accumulator.

A bypass pipe 20 branches off from head side pipe 14b, which is connected to the load side oil chamber (rod side oil chamber) 8b of boom cylinder 8. This bypass pipe 20 is provided with a selection valve 21, which in turn allows bypass pipe 20 to enter either a first, connecting position to tank 10 or a second, interrupting position from tank 10.

Mode-switching valve 15 and selecting valve 21 are constructed as magnetic valves, and, being linked to each other via a mode switch 22 located in the operator cab, mode-switching valve 15 and selecting valve 21 can interactively switch between connecting position (driving mode) and an interrupting position (excavating mode). 23 refers to the power switch for the battery etc.

Furthermore, 24 refers to the main relief valve, 25 to the load check valve, 26 to an overload relief valve, and 27 and 28 to anti-cavitation check valves.

During driving mode, the wheel loader's direction control valve 13 is kept in a neutral position as shown in the Figures, the pipes 14a, 14b used for the oil drain and supply of cylinder 8 are blocked, and the mode switch 22 located in the operator cab is in driving mode (on), and mode-switching valve 15 and selecting valve 21 are both switched into connecting position. In this state, the engine's driving force causes the wheels 1 to turn and thus propels the machine forward. The interactive switching of mode-switching valve 15 and the selecting valve 21 can be either manually controlled or hydraulic. Switching of the mode-switching valve 15 and the selecting valve 21 can also be linked to the position of mode switch 22 (either "on" or "off"), which can be operated via a driving lever (not shown).

If the vehicle body 2 starts to vibrate due to an undulating road surface or during acceleration or slowing-down manoeuvres, operating device 3 is caused to vibrate as well, which in turn causes boom 4, supported on said operating device 3, to move up and down. This results in a change of pressure in the head side oil chamber 8a of the boom cylinder 8 supporting boom 4.

In this case, bringing mode-switching valve 15 into connecting position results in the connection of oil chamber 8a with accumulator 17 via mode-switching valve 15 and slow-return check valve 16. Oil flows from oil chamber 8a into accumulator 17, passing through slow-return check valve 16 etc. At that moment, the damping effect caused by the built-up pressure of accumulator 17 and the choke of slow-return check valve 16 leads to the suppression of vibration as described above.

This means that with this kind of vehicular construction machine, one can think in terms of a dynamic vibration-suppressing device, with the vehicle body 2 representing a primary vibration system, and operating device 3, being of comparatively lesser weight (mass) than vehicle body 2, representing a secondary vibration system. By determining the spring constant of accumulator 17 and the damping coefficient of slow-return check valve 16 under consideration of the mass of vehicle body 2 and the spring constant of wheels 1 and the mass of operating device 3, the characteristic vibration frequency of the secondary vibration system represented by operating device 3 and the characteristic vibration frequency of the primary vibration system represented by vehicle body 2 can be kept at nearly the same level. Thus, while the vehicle body 2 shows almost no vibration during a driving operation, the secondary vibration system of operating device 3 does vibrate, and in the case of operating device 3, the elastic force or, in other words, the built-up pressure of accumulator 17, constantly acts in opposition to the vibrating force exerted by the road surface, suppressing vibration, while the slow-return check valve 16 displays a damping effect, so that during a driving operation, all up and down, backward and forward, or left to right vibration as well as pitching, rolling and yawing movements are suppressed, thus improving the operator's riding comfort.

If, however, oil flows from accumulator 17 into head side oil chamber 8a of boom cylinder 8 while vibration is being suppressed, the boom cylinder 8 is caused to slightly expand and contract, and while these expanding and contracting movements are repeated, a vibration suppression effect is exerted through choke 16a and accumulator 17 during a stroke movement in the contracting direction. Now, if we assumed that a selection valve 21 was not provided or that selection valve 21 was in interrupting position, pressure would be exerted on the rod side oil chamber 8b with each contraction and expansion of boom cylinder 8 for suppressing vibration. This in turn would cause oil to flow from tank 10 into rod side oil chamber 8b via anti-cavitation check valve 28, and oil would be prevented from flowing from rod side oil chamber 8b into the tank 10, so that oil would become encapsulated within rod side oil chamber 8b, hindering the stroke movement (expansion) of boom cylinder 8, which would lead to increasingly smaller stroke movements and would finally make all expanding and contracting movements impossible, so that the vibration suppression effect could no longer be maintained.

However, according to the structure described above, selection valve 21 is also brought into connecting position when mode-switching valve 21 is switched to connecting position by mode switch 22, and because rod side oil chamber 8b of boom cylinder 8 is in communication with tank 10, oil is allowed to flow freely from tank 10 into said rod side oil chamber 8b and back from rod side oil chamber 8b into tank 10, so that expansion and contraction operations of boom cylinder 8 are not hindered. As a result, the vibration-suppressing effect can be maintained even during long hours of driving operations.

Now, during an excavation operation, the mode switch 22 is brought into excavating position (off), so that both mode-switching valve 15 and selection valve 21 are switched back into interrupting positions. In this state, high-pressure oil from pump 11 is fed to oil chamber 8a or 8b of boom cylinder 8 as a result of a switching of direction control valve 13, so that said cylinder 8 performs either an expanding or a contracting operation, setting boom 4 into a turning motion, so that bucket 5 is either lifted or lowered. Also, high-pressure oil from pump 11 is fed to the pump cylinder 9 shown in FIG. 2 by a switching of the bucket direction control valve (not shown), so that bucket 5 is set into a turning motion via cross link 6 and damping link 7. This way, excavating and unloading operations are performed.

If mode switch 22 is brought into excavating mode during an excavating operation as described above, selection valve 21 is switched to interrupting position, preventing oil from flowing into tank 10 out of pipe 14b located on the head side, so that expansion and contraction of boom cylinder 8 can be properly controlled through direction control valve 13.

Sometimes, high-pressure oil is led into head side oil chamber 8a of boom cylinder 8 during excavating operation, but because mode-switching valve 15 is brought into interrupting position by switching mode switch 22 into excavating mode, the high-pressure oil led into said head side oil chamber 8a does not flow into accumulator 17, thus preventing breakage of accumulator 17.

FIG. 3 shows a second embodiment of the invention, with an anti-cavitation check valve 28 being provided at the rod side of boom cylinder 8, and a vent relief valve 29 with a low-pressure setting (several kg/cm²) being provided parallel to said anti-cavitation check valve 28. A vent pipe 29a of vent relief valve 29 can be brought into either a first connecting position, connected with tank 10 via a selection valve 30, or into a second interrupting position.

According to this embodiment, vent pipe 29a of vent relief valve 29 is connected to tank 10 when selection valve 30 is brought into connecting position during driving operation, thus allowing oil to flow from rod side oil chamber 8b of boom cylinder 8a into tank 10 via vent relief valve 29. Also, oil is allowed to flow from tank 10 into rod side oil chamber 8b via a check valve 28, preventing a restriction of the contracting and expanding movements of boom cylinder 8b during vibration-suppressing operation. Thus, the effect is the same as in case of the embodiment shown in FIG. 1 (first embodiment). Also, since a selection valve 30 is

provided for vent pipe 29a in the second embodiment, a relatively small selection valve with a low flow volume can be used in comparison to the arrangement according to the first embodiment, where a selection valve 21 is provided for the main pipe 14b.

FIG. 4 shows a third embodiment of the invention, where, instead of the check valve 28 and the vent relief valve 29 of the second embodiment, an unload valve 31 is used, whose vent pipe 31a can be brought into a first connecting position of being connected to tank 10 via a selection valve 30, and into a second interrupting position.

According to this embodiment, vent pipe 31a of unload valve 31 is connected to tank 10 when selection valve 30 is brought into connecting position during driving operation, and unload valve 31 allows oil to flow freely from rod side oil chamber 8b of boom cylinder to tank 10 and back, thus preventing a restriction of the contracting and expanding movements of boom cylinder 8b during vibration-suppressing operation. Thus, the same effect is achieved as in the first and second embodiment. Since the third embodiment's unload valve 31 fulfills at the same time the function of both vent relief valve 29 and check valve 28 according to the second embodiment, the arrangement is simplified because of the lower number of valves required.

It is possible, however, that because of a mistake by the operator, an excavating operation might be attempted while the mode switch 22 is still in driving mode. In this case, high-pressure oil flows into pipe 14a with mode-switching valve 15 still in connecting position, allowing the oil to flow into accumulator 17 and thereby damaging said accumulator 17.

In order to prevent this from happening, the second invention presents the following arrangement.

FIG. 5 shows an embodiment of the second invention (fourth embodiment): In this arrangement, a high-pressure main relief valve 24 (for example set at 120 kg/cm²) and a low-pressure vent relief valve 32 (for example set at 90 kg/cm²) are parallel connected to discharge pipe 12 of high-pressure oil pump 11, and a vent pipe 32a of low-pressure vent relief valve 32 and a vent pipe 29a of a low-pressure vent relief valve 29 (set at several kg/cm²) provided at the rod side of boom cylinder 8 can be brought into either a first connecting position of being connected to tank 10 via a selection valve 33, or into a second interrupting position.

By adopting the fourth embodiment, not only can the same effect be achieved as by adopting the second embodiment, but also it is possible to perform low-pressure operations while preventing breakage of accumulator 17 during driving operation, because when mode-switching valve 15 is in driving mode (connecting position), selection valve 33 is in driving mode (connecting position) as well, and both vent pipe 29a of low-pressure vent relief valve 29 provided at the rod side and vent pipe 32a of low-pressure vent relief valve 32 provided at the pump side are connected to tank 10.

This means that if direction control valve 13 is, for example, switched to the left position during driving mode, discharge oil from pump 11 is led into pipe 14a; at this time, however, while the high-pressure main relief valve 24 does not react, the low-pressure vent relief valve 32 does react, so that the discharge pressure of pump 11 rises until the pressure-setting of said low-pressure vent relief valve 29, and low-pressure oil with a pressure below this setting is led via pipe 14a to the boom cylinder, allowing boom cylinder 8 to perform low-pressure operations. It is also possible to lead said low-pressure oil toward bucket cylinder 9 according to FIG. 2, thus allowing bucket 5 to perform low-pressure turning operations.

It is thus possible to operate boom cylinder 8 and bucket cylinder 9 using low-pressure oil while driving, or to lift bucket 5 from the ground while driving, or to lower bucket 5 while driving, this way improving operability. Moreover, during such operations, even though mode-switching valve 15 is in connecting position and accumulator 17 is in communication with pipe 14a, accumulator 17 will not suffer breakage, because the oil led into pipe 14a is low-pressure oil. And since the discharge pressure from pump 11 is low, it is impossible to

perform high-pressure operations such as excavating: this lets the operator know that he is in driving mode, thus preventing breakage of accumulator 17 through faulty operation.

If mode switch 22 is brought into excavating mode, the vent pipes 29a, 32a of both vent relief valves 29 and 32 are interrupted, and the vent relief valves 29 and 32 are locked closed, causing a reaction of the high-pressure main relief valve 24 and allowing the pressure from discharge pump 11 to rise until the pressure-setting of high-pressure relief valve 24. As a result, high-pressure oil is fed to boom cylinder 8 and bucket cylinder 9, allowing the performance of operations such as excavating at high pressure, thereby improving operability.

FIG. 6 shows another embodiment of the second invention (fifth embodiment): Here, in an arrangement according to the fourth embodiment, a high-pressure main relief valve 24 (for example set at 210 kg/cm²) and a low-pressure unload valve 34 (for example set at 90 kg/cm²) are parallel connected to discharge pipe 12 of high-pressure oil pump 11, and while a vent pipe 34a of an unload valve 34 is connected to a low-pressure relief valve 35 (for example set at 90 kg/cm²) via a supplementary switch valve 33, a vent pipe 31a of an unload valve 31 provided at the rod side of boom cylinder 8 can be brought either into a connecting position of being connected to tank 10, or into an interrupting position interrupting said vent pipes 34a and 31a.

By adopting the fifth embodiment, the same effect can be achieved as by adopting the fourth embodiment; at the same time, if selection valve 33 is in connecting position during driving mode, vent pipe 31a of the unload valve 31 provided at the rod side is connected to tank 10, while vent pipe 34a of the unload valve 34 provided at the pump side is connected to the low-pressure relief valve 35, causing said relief valve 35 to react, while, if selection valve 33 is in interrupting position during excavating mode, said vent pipes 34a and 31a are interrupted so that low-pressure relief valve 35 does not react, but a reaction of high-pressure main relief valve 24 is caused. This way, the same effect can be achieved as by adopting the fourth embodiment.

In the embodiments described above, only one boom cylinder 8 is provided; if, however, two boom cylinders 8, 8' are provided, pipes 14a, 14b are connected via aligned pipes 14a₁, 14a₂ and 14b₁, 14b₂ to oil chambers 8a, 8a' and 8b, 8b' of each cylinder 8, 8' respectively, and switching valves 15, 15' and slow return check valves 16, 16' consisting of chokes 16a, 16a' and check valve 16b, 16b', and vibration control accumulators 17, 17' are integrally connected with each cylinder 8, 8' respectively. It is also conceivable, as shown for a seventh embodiment in FIG. 8, that pipes 14a, 14b are connected via aligned pipes 14a₁, 14a₂ and 14b₁, 14b₂ to oil chambers 8a, 8a' and 8b, 8b' of each cylinder 8, 8' respectively, with a switching valve 15, a slow return check valve 16 and a vibration control accumulator 17 serving both cylinders 8 and 8' being integrally connected to one cylinder 8. This way, a vibration suppression effect is achieved through either one accumulator 17 or two accumulators 17, 17'.

In the embodiments described above, the vibration suppression effect is achieved through choke 16a (16a') of the slow-return check valve 16 (16') provided between mode-switching valve 15 (15') and accumulator 17 (17'); if, however, breakage of a pipe joint between accumulator 17 and boom cylinder 8 or of a passage of switch valve 15 occurs, the resulting choke effect will cause a damping effect, which is why it is also conceivable to omit passage through choke 16a or, specifically, through slow-return check valve 16 and to connect only accumulator 17 to boom cylinder 8 via switch valve 15, as it is shown in FIG. 9 as an eighth embodiment.

The present inventions are not limited to the wheel loader of the embodiments, but can also be adopted for other vehicular construction machines comprising an operating device, such as a power shovel or a truck crane.

Effect of the Invention

As shown above, the first invention, by connecting a vibration-suppressing accumulator to a known oil-pressure cylinder for operation, achieves a vibration insulation effect while maintaining a simple structure, and can therefore be carried out easily and at low cost. Also, the spring constant can be determined easily due to suppressed vibration, and by switching the mode-switching valve into connecting position (driving mode), the best possible vibration insulation effect for each machine can be achieved, greatly improving riding comfort. Moreover, by allowing oil to flow freely from the tank into and out of an oil chamber at the load side, for instance the rod side, of an operation cylinder, a restriction of the expanding and contracting movements of cylinder for vibration suppression can be prevented; allowing for proper vibration insulation even over long hours of operation.

The second invention is a construction according to the first invention comprising a high-pressure relief valve, a low-pressure relief valve and a switching means in the oil-pressure source circuit; here, it is impossible to perform high-pressure operations such as excavating during driving mode, while the possibility of performing low-pressure operations is maintained all the time. This way, high-pressure oil is kept from flowing into the accumulator, preventing breakage of the accumulator. At the same time, driving operations and low-pressure operations of the operation cylinders such as the lifting and lowering of the empty bucket can be performed simultaneously, greatly improving operability.

Brief Description of the Drawings

FIG. 1 shows the essential elements of an oil-pressure source circuit of the first embodiment of the first invention; FIG. 2 is a side view of an example of a vehicular construction machine adopting the present invention; FIG. 3 and FIG. 4 show the essential elements of an oil-pressure circuit of the second and third embodiment of the invention; FIG. 5 shows the essential elements of an oil-pressure source circuit of an embodiment (fourth embodiment) of the second invention; FIG. 6 shows the essential elements of an oil-pressure source circuit of another embodiment (fifth embodiment) of the second invention; and FIGS. 7 to 9 show the oil-pressure source circuit of the sixth to eighth embodiments.

1	wheels
2	vehicle body
3	operating device
4	boom
5	bucket
8	boom cylinder
8a	load side oil chamber
8b	non-load side oil chamber
9	bucket cylinder
11	pressure-oil pump
12	discharge pipe (oil-pressure source circuit)
13	direction control valve
15	mode-switching valve
16	slow-return check valve
16a	choke
17	accumulator
19	vibration insulation circuit

21,30,33 selection valve
22 (high-pressure relief valve)
29 vent relief valve
31 unload valve
32 vent relief valve (low-pressure relief valve)
34 unload valve
35 low-pressure relief valve

Applicant of the Invention: Kobe Steel Ltd.

Legally represented by: E. Kotani, Patent Attorney
M. Nagata, Patent Attorney
Y. Itadani, Patent Attorney